



UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA  
CENTRO TECNOLÓGICO  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA QUÍMICA E ENGENHARIA DE  
ALIMENTOS

**PROJETO DE TROCADOR DE CALOR A PLACAS POR MEIO  
DE SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL**

Alexandra Monteiro Stenstrasser

Florianópolis

2018



ALEXANDRA MONTEIRO STENSTRASSER

**PROJETO DE TROCADOR DE CALOR A PLACAS POR MEIO DE  
SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL**

Trabalho de Conclusão do Curso de Graduação em Engenharia de Alimentos, Departamento de Engenharia Química e de Alimentos do Centro Tecnológico da Universidade Federal de Santa Catarina como requisito para a obtenção do Título de Bacharel em Engenharia de Alimentos.

Orientadores: Prof. Dra. Alcilene Rodrigues Monteiro Fritz

Prof. Dr. Natan Padoin

Florianópolis

2018



## **AGRADECIMENTOS**

À Universidade Federal de Santa Catarina e aos professores do curso de graduação em Engenharia de Alimentos pela oportunidade de aprendizado proporcionada.

À minha família, pelo apoio e incentivo durante toda a graduação.

À minha namorada, Camila, pela parceria, amor e carinho de sempre e por me apoiar na realização dos meus sonhos.

À meus amigos e colegas de graduação, por terem deixado meus dias mais leves.

Aos meus orientadores, Alcilene e Natan, pela ajuda, paciência e dedicação investida no trabalho

À todos que, de alguma forma, contribuíram com meu trabalho e minha formação.

## RESUMO

Trocadores de calor a placas são amplamente usados na indústria de alimentos devido a facilidade de higienização e alta eficiência. Entretanto, o material disponível sobre este equipamento é escasso e foi observado que há uma lacuna de informações quanto ao seu dimensionamento. Dessa forma, o objetivo deste trabalho foi desenvolver um algoritmo a partir das correlações existentes na literatura para dimensionar um trocador de calor a placas. A simulação dos dados para dimensionamento foi realizada através do software Matlab R2017b (9.3.0.713579), usando como modelo a pasteurização de leite. Os dados simulados no presente trabalho, através do algoritmo, foram analisados e comparados aos da literatura.

**Palavras-chave:** Simulação. Trocador de calor a placas. Pasteurização de leite.

## **ABSTRACT**

Plate heat exchangers are widely used in the food industry, due their easy sanitation and high efficiency. However, the available literature about this equipment is scarce and it was observed that there is a gap of information about it's sizing. Thus, the objective of this paper was to develop an algorithm, from the correlations existent on the literature for sizing a plate heat exchanger. The simulation of data for the sizing was developed in the software Matlab R2017b (9.3.0.713579), applying milk pasteurization as a model. The data, simulated through the algorithm of this paper, were analysed and compared with the literature.

**Keywords:** Simulation. Plate heat exchanger. Milk pasteurization.

## **LISTA DE FIGURAS**

Figura 4.1: Sistema de pasteurização	18
Figura 4.2: Modelos de placas térmicas.	20
Figura 4.3: Dimensões de uma placa térmica	21
Figura 4.4: Esquema do arranjo de passes 2x3/2x3	22
Figura 4.5 - Gráfico do fator de correção F pelo NTU	29
Figura 6.1 - Fluxograma de cálculo do número de placas	32



## LISTA DE TABELAS

Tabela 4.1 - Condutividade térmica de metais	23
Tabela 4.2 - Valores típicos do coeficiente de incrustação	27
Tabela 7.1 - Dimensões das placas	37
Tabela 7.2 - Dados de entrada da simulação A	38
Tabela 7.3 - Resultados da simulação A	39
Tabela 7.4 - Comparação dos coeficientes de transferência de calor com a simulação de Gut (2003)	39
Tabela 7.5 - Resultados da análise de sensibilidade 1 da simulação A	40
Tabela 7.6 - Resultados da simulação A e análise de sensibilidade 1	41
Tabela 7.7 - Resultados da análise de sensibilidade 2 da simulação A	41
Tabela 7.8 - Resultados da simulação A e análise de sensibilidade 2	42
Tabela 7.9 - Dados de entrada da simulação B	43
Tabela 7.10 - Resultados da simulação B	44
Tabela 7.11 - Comparação dos coeficientes de transferência de calor da simulação B com a simulação de Gut (2003)	44
Tabela 7.12 - Resultados da análise de sensibilidade 1 da simulação B	45
Tabela 7.13 - Comparação dos coeficientes de transferência de calor da simulação B com a análise de sensibilidade 1	46
Tabela 7.14 - Dimensão da placa B e dimensão da placa utilizada para análise de sensibilidade 2	47
Tabela 7.15 - Resultados da análise de sensibilidade 2 da simulação B	48
Tabela 7.16 - Comparação dos coeficientes de transferência de calor da simulação B com a análise de sensibilidade 2	48

## LISTA DE SÍMBOLOS

$A$	Área transversal ao fluxo de calor ( $m^2$ )
$C_p$	Calor específico ( $\frac{J}{kg \cdot ^\circ C}$ )
$G_C$	Fator de proporcionalidade ( $\frac{kg \cdot m}{kg \cdot s}$ )
$F$	Fator de correção da temperatura média logarítmica
$h$	Coeficiente convectivo ( $\frac{W}{m^2 K}$ )
$k$	Condutividade térmica do material ( $\frac{W}{m \cdot ^\circ C}$ )
$L_W$	Comprimento horizontal das placas ( $m$ )
$L_H$	Comprimento horizontal entre as portas das placas ( $m$ )
$L_P$	Comprimento vertical das placas ( $m$ )
$L_V$	Comprimento vertical entre as portas das placas ( $m$ )
$N^{II}$	Número de canais em cada passe do fluido 2
$N^I$	Número de canais em cada passe do fluido 1
$Nu$	Número de Nusselt
$\Delta P$	Queda de pressão ( $Pa$ )
$P^I$	Número de passes do fluido 1
$P^{II}$	Número de passes do fluido 2
$Pr$	Número de Prandtl
$q_x$	Taxa de transferência de calor na direção x
$Re$	Número de Reynolds
$T$	Temperatura ( $^\circ C$ )
$t$	Espessura da placa ( $mm$ )
$v$	Velocidade média do fluido ( $m/s$ )

### Símbolos Gregos

$\alpha$	Difusividade térmica ( $m^2/s$ )
$\beta$	Ângulo das corrugações da placas ( $^\circ$ )
$\mu$	Viscosidade dinâmica do fluido

$\nu$	Viscosidade cinemática do fluido
$\phi$	Fator de alargamento

## SUMÁRIO

<b>1. INTRODUÇÃO</b>	<b>14</b>
<b>2. JUSTIFICATIVA</b>	<b>15</b>
<b>3. OBJETIVOS</b>	<b>16</b>
3.1. OBJETIVO GERAL	16
3.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS	16
<b>4. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b>	<b>17</b>
4.1. PASTEURIZAÇÃO	17
4.2. TROCADOR DE CALOR A PLACAS	19
4.2.1. CARACTERIZAÇÃO DAS PLACAS	20
4.2.2. CONFIGURAÇÕES DE ESCOAMENTO	21
4.3. DIMENSIONAMENTO DE UM TROCADOR DE CALOR A PLACAS	22
4.3.1. TRANSFERÊNCIA DE CALOR	22
4.3.1.1. TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONDUÇÃO	23
4.3.1.2. TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO	24
4.3.2. FATOR DE ALARGAMENTO	25
4.3.3. PERDA DE CARGA	25
4.3.4. INCRUSTAÇÃO	26
4.3.4. COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR	28
4.3.5. EFETIVIDADE DE UM TROCADOR DE CALOR	28
4.3.6. NTU	28
4.3.7 FATOR DE CORREÇÃO	29
<b>5. MATERIAIS E MÉTODOS</b>	<b>30</b>
5.1. MATLAB	30
<b>6. DESENVOLVIMENTO DO ALGORITMO</b>	<b>31</b>
6.1 DESENVOLVIMENTO DO MODELO DE ALGORITMO	33
6.2 TEMPERATURAS DE SAÍDA	33
6.3 COMPARAÇÃO DAS CONFIGURAÇÕES	34
6.4 CÁLCULO DO FATOR DE CORREÇÃO F	35
6.5 CONFIGURAÇÃO E NÚMERO DE PLACAS	35
<b>7. RESULTADOS E DISCUSSÃO</b>	<b>37</b>
7.1 SIMULAÇÃO A	37
7.1.1 ANÁLISE DE SENSIBILIDADE 1	40
7.1.2 ANÁLISE DE SENSIBILIDADE 2	41
7.2 SIMULAÇÃO B	43
7.2.1 ANÁLISE DE SENSIBILIDADE 1	45

7.2.2 ANÁLISE DE SENSIBILIDADE 2	47
<b>8. CONCLUSÃO</b>	<b>50</b>
<b>9. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS</b>	<b>51</b>
<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS</b>	<b>52</b>
<b>ANEXO A - Algoritmo</b>	<b>53</b>

## 1. INTRODUÇÃO

A transferência de calor é um fenômeno necessário para uma ampla variedade de processos da indústria de alimentos. Visando a segurança alimentar, o processamento térmico atua na eliminação de microrganismos patogênicos, esporos e inativação de enzimas deteriorantes. Durante o processamento térmico é importante que as alterações físicas, químicas e sensoriais sejam minimizadas para que a qualidade nutricional e sensorial do alimento sejam mantidas.

Com a intenção de reduzir os efeitos negativos do tratamento térmico sobre a qualidade do alimento, foram desenvolvidos processos de eliminação e ou redução da carga microbiana e inativação das enzimas com uso de altas temperaturas por um curto período de tempo. Para tal, são necessários equipamentos que possibilitem uma troca térmica efetiva e rápida, reduzindo as perdas de qualidade do produto. Dentre os equipamentos desenvolvidos estão os trocadores de calor a placas e tubulares. Os trocadores de calor a placas são amplamente utilizados na indústria de alimentos, devido principalmente à facilidade de higienização.

Apesar do amplo uso dos trocadores de calor a placas pela indústria de alimentos, dados operacionais e projetos de equipamento são escassos. Este trabalho surgiu com o propósito de estudar esse tipo de trocador de calor para uso na pasteurização de fluidos alimentícios e, por meio de simulação computacional, correlacionar variáveis de configuração de escoamento.

Durante o projeto foi feita uma revisão bibliográfica buscando primeiramente caracterizar o trocador de calor a placas e o processo de pasteurização. Em seguida foram pesquisadas correlações adequadas para o dimensionamento.

## 2. JUSTIFICATIVA

Visto que o trocador de calor a placas é amplamente usado nas indústrias de alimentos, é desejável saber projetá-lo adequadamente. Houve dificuldade em encontrar informações na literatura que auxiliam no cálculo para o seu dimensionamento considerando diferentes arranjos. Os poucos trabalhos encontrados usam muitas vezes simplificações e/ou consideram apenas uma configuração simples.

O dimensionamento de trocadores de calor a placas é altamente específico para suas variedades de arranjos e aplicações. Para o projeto de trocadores de calor mais tradicionais, como os tubulares, os dados e instruções necessários para o dimensionamento são facilmente encontrados. Porém para trocadores de calor a placas, os fabricantes dos equipamentos não disponibilizam seus procedimentos próprios de dimensionamento computadorizados (KAKAÇ; LIU, 2002).

O uso de simulação para projetar e relacionar variáveis de um trocador de calor a placas é justificado pela complexidade do cálculo e necessidade de usar programas de computador para solucionar o modelo matemático (IBARZ; BARBOSA-CÁNOVAS, 2003).

### **3. OBJETIVOS**

#### **3.1. OBJETIVO GERAL**

O objetivo geral do trabalho foi desenvolver um algoritmo, a partir de correlações da literatura, para simular o dimensionamento de trocadores de calor a placas simulando diferentes configurações de escoamento.

#### **3.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

- Pesquisar as correlações necessárias na literatura para o projeto de um trocador de calor a placas.
- Elaborar uma modelagem matemática adequada para o sistema.
- Correlacionar variáveis de configuração do trocador de calor, como número de placas e número de passes.
- Projetar um trocador de calor a placas por meio de simulação computacional.



## 4. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 4.1. PASTEURIZAÇÃO

Aquecimento e resfriamento de alimentos são processos amplamente encontrados em indústrias de alimentos e são também os mais comuns. Esses processos são realizados em trocadores de calor, equipamentos que possibilitam a transferência de energia entre duas correntes de fluidos em diferentes temperaturas (SINGH; HELDMAN, 2009 ; WELTY et al., 2008). As correntes são geralmente separadas por uma superfície sólida, portanto ocorrem simultaneamente as transferências de calor condutiva e convectiva (GRISKEY, 2002).

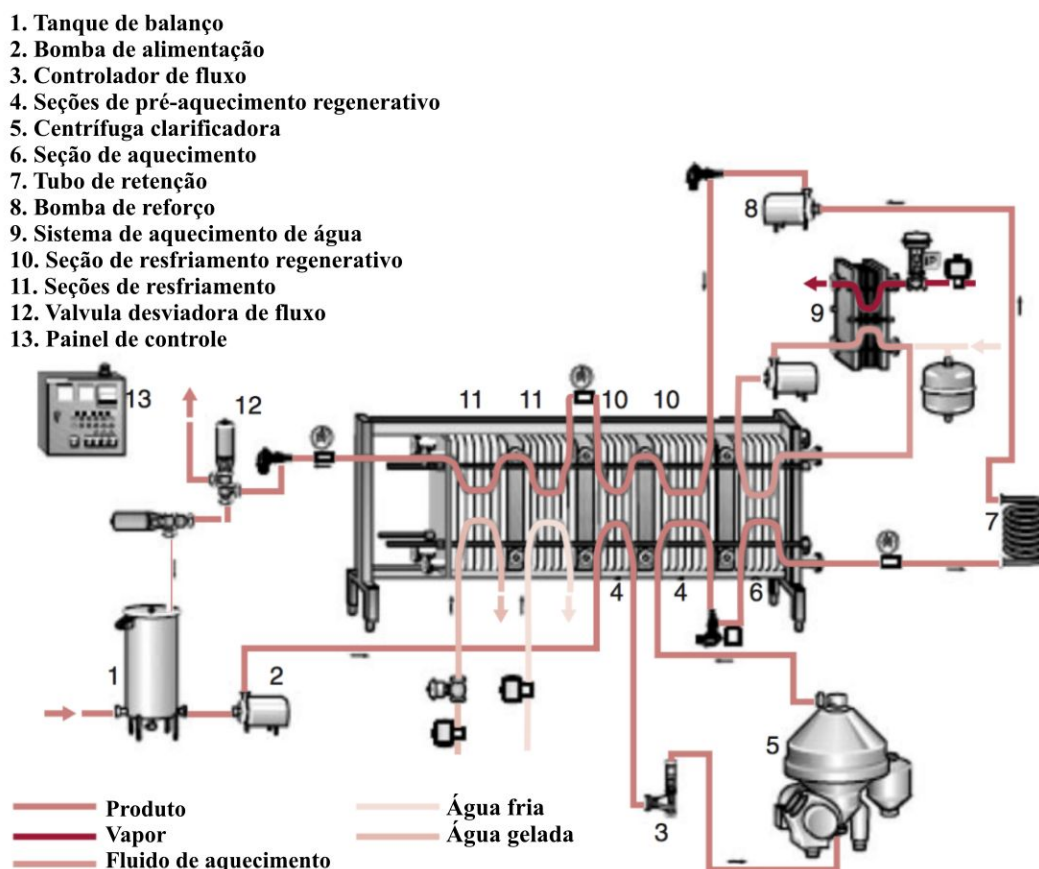
Frequentemente estes processos de aquecimento e resfriamento de alimentos fazem parte do processamento térmico, onde a alta temperatura é usada como método de eliminação de microrganismos patogênicos, inativação de enzimas ou outros de microrganismos deteriorantes. Técnicas de processamento térmico como a pasteurização e a pasteurização UHT (*ultra high temperature*) consistem em manter o alimento a determinada temperatura por um determinado tempo (VALENTAS; ROTSTEIN ; SINGH, 1997).

A maioria dos projetos de sistemas para pasteurização são destinados para tratamento de alimentos líquidos e devem necessariamente atingir tanto o tempo quanto a temperatura especificada na literatura (SINGH; HELDMAN, 2009). De acordo com Singh e Heldman (2009), sistemas de pasteurização geralmente são compostos por:

- Trocadores de calor para seções de aquecimento e resfriamento. Geralmente há também uma seção de regeneração para melhor eficiência do processo.
- Tubo de retenção onde ocorre a pasteurização/esterilização.
- Bombas e controles de fluxo são necessários para manter a vazão de produto desejada.
- Válvula de desvio de fluxo para quando há falhas no processo o fluido ser desviado para o tanque de balanço. É posicionada ao final do tubo de retenção e instalada juntamente com um sensor de temperatura, que indica se a temperatura de saída do líquido está adequada. Se a temperatura diminuir abaixo da indicação, a válvula direciona o líquido de volta para entrada do sistema (tanque). Quando correta, a válvula se mantém aberta.

A figura 4.1 mostra um esquemático de um sistema de pasteurização, com seções de aquecimento, regeneração e resfriamento. Pode-se observar também a presença de um trocador de calor para aquecimento do fluido quente da seção de aquecimento.

Figura 4.1 - Sistema de pasteurização



Fonte: Adaptado de SINGH, HELDMAN (2009).

O aquecimento e resfriamento rápidos minimizam os prejuízos na qualidade sensorial e nutricional dos produtos. O processamento e embalagem em condições assépticas impedem a recontaminação pós tratamento térmico e são essenciais para segurança do alimento. Independentemente do método de tratamento térmico escolhido para determinado alimento, é importante projetar um trocador de calor capaz de realizar a transferência de calor necessária para levar à temperatura do alimento especificada no projeto (VALENTAS; ROTSTEIN; SINGH, 1997).

#### 4.2. TROCADOR DE CALOR A PLACAS

O trocador de calor a placas foi introduzido na indústria de alimentos em 1923, pelo fundador da APV International, Richard Seligman, e foi primeiramente utilizado para pasteurização de leite. Atualmente, é amplamente utilizado onde há aplicação de trocadores

de calor para duas correntes líquidas de baixa viscosidade na indústria de alimentos, isso inclui principalmente as indústrias de bebidas, incluindo bebidas alcoólicas, sucos e de laticínios (THULUKKANAM, 2000 ; SHAH; SEKULIĆ, 2003).

Esse tipo de trocador de calor é geralmente constituído de placas finas e corrugadas de aço inoxidável, posicionadas paralelamente com um estreito espaçamento entre cada uma, geralmente entre 2 e 3 mm. O espaçamento deve ser estreito, de modo que sejam formados canais de escoamento entre as corrugações, possibilitando o escoamento de uma fina camada de fluido entre as placas (SINGH; HELDMAN, 2009 ; SMITH, 2011; KAKAÇ; LIU, 2002).

Cada placa térmica possui quatro orifícios com função de permitir entrada e saída dos fluidos quente e frio. Ao juntar as placas, são formados tubos para distribuição de ambos os fluidos por todo o comprimento do equipamento (SHAH; SEKULIĆ, 2003).

Para impedir o escoamento dos fluidos para fora do trocador de calor e evitar a mistura do fluido quente e do fluido frio, gaxetas de borracha são posicionadas entre as placas (SINGH; HELDMAN, 2009). E para suportar a pressão interna causada pelo escoamento turbulento dos fluidos, as placas são parafusadas (IBARZ; BARBOSA-CÁNOVAS, 2003). Geralmente são suportadas pressões de até 25 bar (KAKAÇ; LIU, 2002).

A pressão suportada varia de acordo com o material das gaxetas, que influenciam na vedação do trocador de calor e robustez da estrutura das placas, que indica a resistência à deformação (MARRIOTT, 1971). Já a faixa de temperaturas suportada geralmente está relacionada apenas ao material das gaxetas (KAKAÇ; LIU, 2002).

As gaxetas têm também função de direcionar os fluidos dentro do trocador de calor e, alterando o seu posicionamento, consegue-se obter diferentes configurações de escoamento (KAKAÇ; LIU, 2002). Assim, é possível obter arranjos com diferentes fluidos escoando dentro de um mesmo trocador de calor e, dessa forma, pode-se obter um pasteurizador com seções paralelas de aquecimento, regeneração e resfriamento (SMITH, 2011).

A enorme flexibilidade é um diferencial desse tipo de trocador de calor, pois uma vez que uma indústria possui um em operação, é fácil aumentar ou diminuir sua capacidade ou modificar sua configuração para atender mudanças nas especificações (MARRIOTT, 1971).

Em trocadores de calor a placas, o escoamento turbulento é obtido em baixas velocidades e os coeficientes convectivos são altos. Essas características também garantem que o equipamento seja relativamente compacto, em comparação com trocadores de calor tubulares. Com altos coeficientes convectivos, é possível realizar a troca térmica com fluidos

com menor diferença de temperatura, o que permite melhor controle do processo. Isso representa uma vantagem para indústria de alimentos, pois com melhor controle da temperatura, há maior chance de não causar danos ao alimento por excesso de calor. Outras vantagens são a facilidade de desmontagem e limpeza das placas. A fácil esterilização é uma característica de alto interesse para a indústria de alimentos (SMITH, 2011).

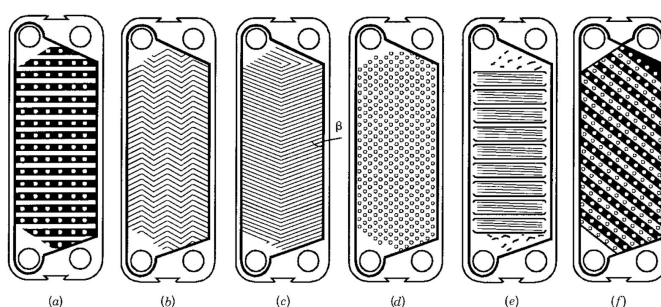
Aplicações que não são adequadas para o trocador de calor a placas envolvem líquidos muito viscosos, pois causam má distribuição de fluxo, velocidades de escoamento muito baixas, reduzindo a eficiência, operações com gás-gás e operações com condensação de vapor no vácuo (THULUKKANAM, 2000).

#### 4.2.1. CARACTERIZAÇÃO DAS PLACAS

Os materiais mais usados na confecção das placas são: aço inoxidável, titânio, níquel, monel, ligas de titânio e paládio e alumínio (MARRIOTT, 1971). As placas são feitas por estampagem de um padrão de corrugações ou ondulações na superfície do metal. Diversos padrões de corrugação foram desenvolvidos mundialmente, sendo o padrão e a geometria propriedades do desenvolvedor. Os mais típicos podem ser observados na figura 4.2. Sendo os modelos: (a) washboard; (b) zigzag; (c) chevron; (d) protusions and depressions; (e) washboard com corrugações secundárias e (f) washboard oblíqua (SHAH; SEKULIĆ, 2003).

As corrugações têm como objetivo aumentar a turbulência do escoamento e o tempo de residência dos fluidos em cada placa. Além disso promovem um aumento na área efetiva de contato com o fluido e melhoram a resistência das placas à pressão que existe entre as placas adjacentes, pelos diversos pontos de contato que se estabelecem entre as placas (THULUKKANAM, 2000).

Figura 4.2: Modelos de placas térmicas.

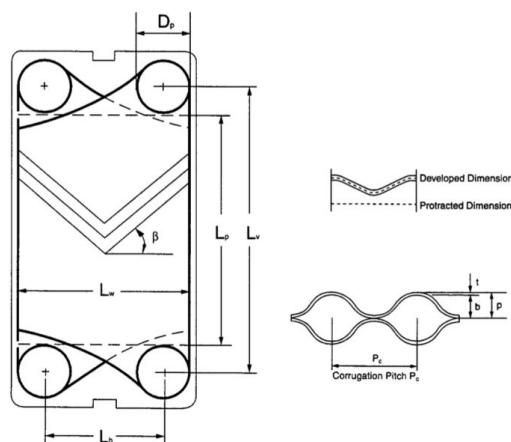


Fonte: SHAH ; SEKULIĆ ( 2003).

As principais dimensões das placas podem ser observadas na figura 4.3, que representa uma placa chevron.

O ângulo de chevron, indicado como ângulo  $\beta$ , indica a inclinação das corrugações. As placas adjacentes possuem angulação reversa, de modo que são formados pontos de contato quando as placas são unidas (KAKAÇ; LIU, 2002).

Figura 4.3: Dimensões de uma placa térmica (modelo chevron)

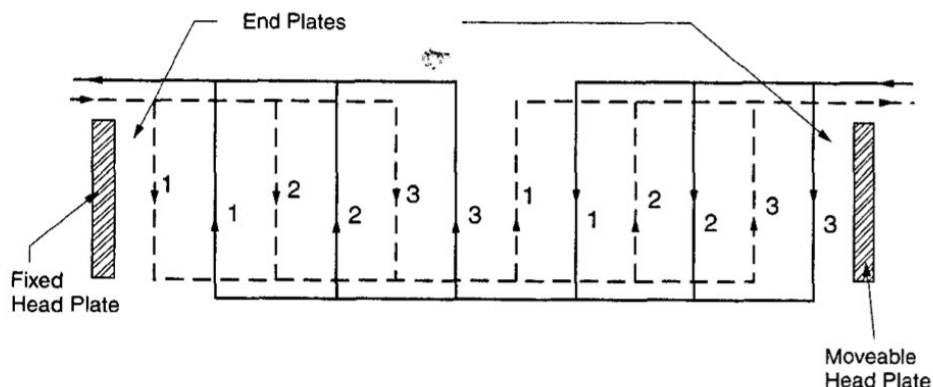


Fonte: KAKAÇ ; LIU (2002).

#### 4.2.2. CONFIGURAÇÕES DE ESCOAMENTO

Para um conjunto de canais nos quais o escoamento se dá na mesma direção, utiliza-se o termo passe. A configuração mais simples consiste em um sistema de 1 passe para cada fluido, ou seja, cada fluido escoar somente em uma direção. Podem ser formados arranjos com múltiplos passes, nos quais as mudanças de direção do escoamento de cada fluido são indicadas pelo número de passes. No caso de 3 passes para um fluido, por exemplo, a direção de escoamento se alternaria 3 vezes. Geralmente para indicar que um sistema possui  $P^I$  passes para um fluido e  $P^{II}$  passes para outro, usa-se a notação  $P^I / P^{II}$ . Adicionalmente, para indicar quantos canais cada passe possui, utiliza-se a abreviação  $P^I \times N^I / P^{II} \times N^{II}$ , onde  $N^I$  e  $N^{II}$  são os números de canais por passe. Na figura 4.3, pode-se observar um arranjo  $2 \times 3 / 2 \times 3$  (KAKAÇ; LIU, 2002).

Figura 4.4: Esquema do arranjo de passes  $2 \times 3 / 2 \times 3$



Fonte: KAKAC; LIU (2002).

### 4.3. DIMENSIONAMENTO DE UM TROCADOR DE CALOR A PLACAS

#### 4.3.1. TRANSFERÊNCIA DE CALOR

O fenômeno de transferência de calor acontece a partir de um gradiente de temperatura. O calor é transferido de um ponto de maior temperatura para um de menor temperatura (GEANKOPLIS, 1993).

Em trocadores de calor a placas, quando a fina camada de fluido escoar em uma placa corrugada, uma alta turbulência é produzida e o escoamento turbulento é alcançado em números de Reynolds de 10 a 500. Além disso, a área de contato entre a placa e o fluido é aumentada devido às corrugações. A transferência de calor é dependente da área de contato e do número de Reynolds e esses fatores fazem com que essa, em um trocador de calor a placas, seja dez vezes maior do que em um trocador de calor tubular convencional em condições similares (IBARZ; BARBOSA-CÁNOVAS, 2003).

##### 4.3.1.1. TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONDUÇÃO

A transferência de calor condutiva ocorre a nível molecular e pode ser observada em sólidos, líquidos e gases. Esse fenômeno é caracterizado pela transferência de energia de movimento entre moléculas adjacentes, resultando na transferência de calor. Uma molécula a uma maior temperatura e logo com maior energia e agitação, transfere energia e agitação a outra molécula próxima em menor nível energético, ou menor temperatura. Esse tipo de transferência de calor é significativo principalmente em meios sólidos e pode ser observado

nas paredes de trocadores de calor (GEANKOPLIS, 1993 ; VALENTAS; ROTSTEIN; SINGH, 1997).

Segundo Geankoplis (1993), a transferência de calor por condução é calculada pela lei de Fourier, dada pela Equação 4.1.

$$\frac{q_x}{A} = -k \frac{dT}{dx} \quad (4.1)$$

onde  $q_x$  é a taxa de transferência de calor na direção x, A é a área transversal ao fluxo de calor,  $k$  é a condutividade térmica do material e  $\frac{dT}{dx}$  é o gradiente da temperatura na direção x.

A condutividade térmica do material é função principalmente da temperatura e pode ser encontrada na literatura. Na Tabela 4.1 estão relacionados os valores de  $k$  para alguns metais (WELTY et al., 2008).

Tabela 4.1 - Condutividade térmica de metais (GEANKOPLIS, 1993)

<b>Metal</b>	<b>k ( W/m K )</b>			
Alumínio	202 (0°C)	206 (100°C)	215 (200°C)	230 (300°C)
Latão (70-30)	97 (0°C)	104 (100°C)	109 (200°C)	
Ferro fundido	55 (0°C)	52 (100°C)	48 (200°C)	
Cobre	388 (0°C)	377 (100°C)	372 (200°C)	
Chumbo	35 (0°C)	33 (100°C)	31 (200°C)	
Aço 1% C	45,3 (18°C)	45 (100°C)	45 (200°C)	43 (300°C)
Aço inoxidável 308	15,2 (100°C)		21,6 (500°C)	
Aço inoxidável 304	13,8 (0°C)	16,3 (100°C)		18,9 (300°C)
Estanho	62 (0°C)	59 (100°C)	57 (200°C)	

Fonte: GEANKOPLIS (1993).

#### 4.3.1.2. TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO

O mecanismo de transferência de calor convectiva envolve a troca de energia entre uma superfície e um fluido adjacente (WELTY et al., 2008).

A taxa de transferência de calor por convecção é expressa pela lei de Newton de 1701, representada na Equação 4.2:

$$q = h.A.(T_2 - T_1) \quad (4.2)$$

onde  $h$  é o coeficiente convectivo,  $A$  é a área transversal de escoamento,  $T_1$  a temperatura de entrada do fluido e  $T_2$  é a temperatura de saída do fluido.

O coeficiente  $h$  depende da geometria do sistema, propriedades do fluido, velocidade de escoamento e diferença de temperatura. Para determiná-lo é usado o Número de Nusselt, calculado a partir do número de Reynolds e número de Prandtl, a partir de diversas correlações, dependendo das configurações de escoamento. O número de Nusselt é usado, então, para correlacionar a condutividade térmica com o coeficiente  $h$  (GEANKOPLIS, 1993).

Conforme Welty et al., 2008, o número de Prandtl é a razão entre a difusividade de quantidade de movimento e difusividade térmica, e é definido conforme a Equação 4.3:

$$Pr \equiv \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu Cp}{k} \quad (4.3)$$

onde  $Pr$  representa o número de Prandtl,  $\nu$  a viscosidade cinemática,  $\alpha$  a difusividade térmica,  $\mu$  a viscosidade dinâmica,  $Cp$  o calor específico e  $k$  a condutividade térmica.

O número adimensional de Nusselt pode ser definido conforme a Equação 4.4, uma relação entre o coeficiente de transferência de calor convectivo  $h$ , a condutividade térmica  $k$  do fluido e uma dimensão característica  $D$  (GEANKOPLIS, 1993).

$$Nu = \frac{hD}{k} \quad (4.4)$$

De acordo com Jan Marriott (1971), pode-se usar a seguinte relação para cálculo do número adimensional de Nusselt em escoamento turbulento em trocador de calor a placas:

$$Nu = c.Re^n.Pr^m.(u/\mu w)^x \quad (4.5)$$

Com valores típicos, variando de acordo com a placa utilizada:

$$c = 0,15 \text{ a } 0,40$$

$$n = 0,65 \text{ a } 0,85$$



$m = 0,30$  a  $0,45$  (usualmente  $0,333$ )

$x = 0,05$  a  $0,20$

Shah e Sekulić, 2003 trazem a correlação de Martin (1996) apresentada na Equação 4.6, para cálculo do número de Nusselt para trocadores de calor a placas.

$$Nu = \frac{hD}{k} = 0,205 Pr^{1/3} \left( \frac{\mu_m}{\mu_w} \right)^{1/6} (f Re^2 \sin 2\beta)^{0,374} \quad (4.6)$$

Essa correlação é uma analogia à solução generalizada de Lévêque para entrada térmica em um tubo circular com escoamento turbulento e    válida para ângulos de corruga  o  $\beta$  de  $10^\circ$  a  $80^\circ$  com uma precisão de 30%, ou 15% para placas industriais (SHAH; SEKULIĆ, 2003).

#### 4.3.2. FATOR DE ALARGAMENTO

O fator de alargamento  $\phi$ , definido conforme a equa  o 4.7,    usado com o objetivo de relacionar a área projetada e a área desenvolvida e seus valores geralmente variam entre 1,15 e 1,25. A   rea de transferência de calor das placas    maior em compara  o com a área projetada de placas planas, devido    presença das corruga  es. A   rea projetada pode ser aproximada de  $L_p \times L_h$ , dimensões de altura e largura da placa conforme representado na Figura 4.2 (KAKAÇ; LIU, 2002).

$$\phi = \frac{\text{área desenvolvida}}{\text{área projetada}} \quad (4.7)$$

#### 4.3.3. PERDA DE CARGA

Segundo Kakaç e Liu (2002),    mais comum um trocador de calor precisar ser trocado em uma indústria devido uma perda excessiva de carga do que por não atingir as temperaturas especificadas.

Conforme Shah e Sekulic (2003), há três contribui  es para a perda de carga em um trocador de calor a placas.

1. Associada ao atrito nas tubula  es de entrada e saída dos fluidos.
2. Pelo escoamento nos canais internos e passagens das placas.
3. Devido    eleva  o vertical do fluido.
4. Devido    corruga  o das placas.

A perda de carga nas tubulações de entrada e saída dos fluidos deve ser mantida abaixo de 10% e as perdas de entrada e saída dos canais internos das placas são incluídas no fator de atrito determinado pela geometria da placa.

Somando todas as contribuições, Shah e Sekulic determinam a perda de carga no trocador de calor a placas pela Equação 4.8:

$$\Delta P = \frac{1.5 G_p^2 n_p}{2 g_c \rho_i} + \frac{4 f L G^2}{2 g_c D_e} \left( \frac{1}{\rho} \right)_m + \left( \frac{1}{\rho_0} - \frac{1}{\rho_i} \right) \frac{G^2}{g_c} \pm \frac{\rho_m g L}{g_c} \quad (4.8)$$

onde  $G_p$  é a velocidade mássica do fluido na entrada, e pode ser definida como:

$$G_p = \frac{\dot{m}}{(\pi/4) D_p^2} \quad (4.9)$$

$n_p$  é o número de passes no fluido avaliado,  $G$  é a velocidade mássica do fluido nos canais,  $D_e$  é o diâmetro equivalente das passagens do fluido (geralmente duas vezes o espaçamento das placas),  $\rho_0$  e  $\rho_i$  são as massas específicas em temperatura e pressão médias na entrada e saída do trocador de calor.

A perda de carga específica é usada para estimar o desempenho de um trocador de calor e pode ser definida pela Equação (4.10) (MARRIOTT, 1971):

$$J = \Delta P / NTU \quad (4.10)$$

#### 4.3.4. INCRUSTAÇÃO

Incrustações podem ser definidas como depósitos indesejáveis nas superfícies de trocadores de calor. Nas indústrias de alimentos, as incrustações geralmente são formadas devido ao acúmulo de partículas de sólidos suspensos, deposição de partículas pesadas, cristalização de sais como fosfatos e carbonatos de cálcio e magnésio e deposição de material biológico, como microrganismos e seus produtos. A formação das incrustações ocorre quando o equipamento está em operação. Durante o escoamento, o fluido se deposita nas placas ou tubulações, aumentando a resistência à troca térmica e maior queda de pressão, que deve ser levada em conta para dimensionamento da bomba (KAKAÇ; LIU, 2002).

As incrustações são um problema pois reduzem a transferência de calor. Esse fenômeno é bastante comum e deve ser levado em consideração durante o dimensionamento de um trocador de calor, visto que a incrustação pode fazer com que o fluido não atinja a temperatura especificada durante o projeto (IBARZ; BARBOSA-CÁNOVAS, 2003).

Nas indústrias de alimentos, são feitas limpezas nos trocadores de calor entre turnos de operação para remoção do material depositado. Em trocadores de calor a placas há a possibilidade de expansão por adição de placas, aumentando o tempo entre as limpezas, além disso a maior facilidade de desmontagem e limpeza é uma das vantagens desse tipo de trocador de calor. A alta turbulência de escoamento dos fluidos faz com que a incrustação ocorra mais lentamente, assim como o desenho das placas, evitando zonas de baixa velocidade (IBARZ; BARBOSA-CÁNOVAS, 2003).

Para considerar o efeito da incrustação no cálculo do trocador de calor, é adicionado um termo de resistência no coeficiente global de calor. Na Tabela 4.2 são apresentados alguns valores típicos do coeficiente de incrustação (GEANKOPLIS, 1993).

Tabela 4.2 - Valores típicos do coeficiente de incrustação

<b>Fluido</b>	<b><math>h \text{ ( } W/m^2 K \text{ )}</math></b>
Água do mar e destilada	11350
Água de abastecimento	5680
Água turva	1990 - 2840
Gases	2840
Líquidos em vaporização	2840
Óleos e gás vegetal	1990

Fonte: GEANKOPLIS (1993).

#### 4.3.4. COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

A partir dos coeficientes de transferência de calor, pode-se considerar a resistência total a partir de um coeficiente global  $U$ . Nesse coeficiente, devem ser considerados os fatores de incrustação de ambos os fluidos. Consequentemente, a transferência de calor pode ser calculada a partir da Equação 4.12 (IBARZ; BARBOSA-CÁNOVAS, 2003).

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_c} + \frac{e}{k_p} + \frac{1}{h_h} + R_h + R_c \quad (4.11)$$

$$q = UA\Delta T \quad (4.12)$$

onde  $e$  é a espessura da placa,  $R_h$  é o fator de incrustação do fluido quente e  $R_c$  o fator de incrustação do fluido frio.

#### 4.3.5. EFETIVIDADE DE UM TROCADOR DE CALOR

A efetividade de um trocador de calor é uma medida da sua performance térmica e pode ser calculada pela razão entre o calor que realmente é transferido e o calor máximo que poderia ser transferido do fluido quente para o fluido frio, conforme indicado na Equação 4.13. Para determinar o calor máximo, considera-se um trocador de calor perfeito de área infinita, no qual todo o calor transferido do fluido quente é recebido pelo fluido frio. Nesse caso a temperatura de saída do fluido com menor capacidade calorífica será a temperatura de entrada do fluido com maior capacidade calorífica. Logo, podemos concluir que o fluido com menor capacidade calorífica apresentará uma maior variação de temperatura. Portanto,  $q_{m\acute{a}x}$  pode ser calculado a partir da capacidade calorífica mínima e variação máxima de temperatura (SHAH; SEKULIĆ, 2003).

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{m\acute{a}x}} = \frac{UA\Delta T_{ml}}{C_{min}\Delta T_{m\acute{a}x}} \quad (4.13)$$

#### 4.3.6. NTU

O NTU, número de unidades de transferência de calor, é uma relação entre a variação da temperatura no fluido e a temperatura média logarítmica. Essa relação também pode ser representada pela razão entre a condutância global e a capacidade térmica mínima. O NTU é usado para cálculo do fator F de correção da temperatura média logarítmica e para escolha da placa a ser utilizada (IBARZ; BARBOSA-CÁNOVAS, 2003).

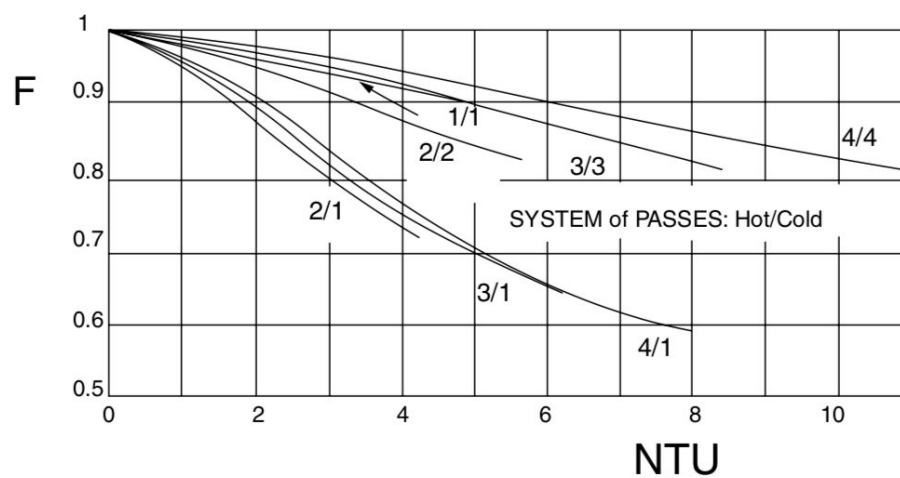
$$NTU = \frac{T_{in} - T_{out}}{(\Delta T)_{ml}} = \frac{A_t U_m}{w_h (\hat{C}p)_h} \quad (4.14)$$

sendo  $A_t$  a área total de transferência de calor,  $U_m$  o coeficiente global de troca térmica,  $w_h$  a vazão mássica do fluido quente e  $(\hat{C}p)_h$  a capacidade calorífica do fluido quente.

### 4.3.7 FATOR DE CORREÇÃO

O fator de correção é usado para corrigir a variação de temperatura média logarítmica, usada para calcular a quantidade de calor transferida no trocador. Essa correção considera o arranjo de passes e o NTU. O gráfico apresentado na Figura 4.5 é direcionado para trocadores de calor a placas (SHAH; SEKULIĆ, 2003).

Figura 4.5 - Gráfico do fator de correção F pelo NTU



Fonte: (IBARZ; BARBOSA-CÁNOVAS, 2003).

## **5. MATERIAIS E MÉTODOS**

### **5.1. MATLAB**

O MATLAB, diminutivo de *Matrix Laboratory*, é um software desenvolvido e otimizado para solucionar cálculos científicos e de engenharia. Por engenheiros, o software é utilizado com o objetivo de analisar e projetar sistemas e produtos. Uma de suas vantagens é o modo natural como o sistema trata vetores e matrizes. O sistema também é flexível e fornece uma vasta biblioteca de funções pré-definidas, fazendo com que a programação seja mais rápida e eficiente, permitindo ao usuário focar inicialmente no seu algoritmo. Além disso, os gráficos embutidos facilitam a visualização e interpretação dos dados obtidos (CHAPMAN, 2008 ; MATHWORKS, 2017).

## 6. DESENVOLVIMENTO DO ALGORITMO

Foi desenvolvido um algoritmo direcionado para a pasteurização de um produto alimentício. O trocador de calor a placas foi projetado com três seções: aquecimento, regeneração e resfriamento, para melhor eficiência energética. Para possibilitar o cálculo das propriedades físicas em diferentes temperaturas, foi necessário definir o produto a ser pasteurizado e os fluidos de aquecimento e resfriamento. Dessa forma, o algoritmo foi direcionado para a pasteurização de leite utilizando água como fluido de aquecimento e resfriamento.

Primeiramente, foram definidas as variáveis de processo que devem ser conhecidas para possibilitar a resolução do problema. Essas são:

- Vazões.
- Eficiência da seção de regeneração.
- Eficiência global do processo.
- Dimensões das placas.
- Temperatura de entrada do leite.
- Temperatura de saída do leite após a pasteurização.
- Temperatura de entrada do fluido de aquecimento.
- Temperatura de entrada do fluido de resfriamento.
- Temperatura de pasteurização do leite.

O objetivo no dimensionamento é encontrar a configuração mais eficiente e o número de placas de cada seção. O número de placas calculado deve ser compatível com a configuração, para tornar o trocador de calor fisicamente possível de ser montado. Por exemplo, a configuração  $2 \times 3 / 2 \times 3$  deve ser construída com 13 placas, como pode ser observado avaliando a Figura 4.4.

Para calcular o número de placas, deve-se calcular a área de troca térmica necessária. O cálculo da área pode ser feito rearranjando a equação de quantidade de calor, como apresentado na Equação 6.1:

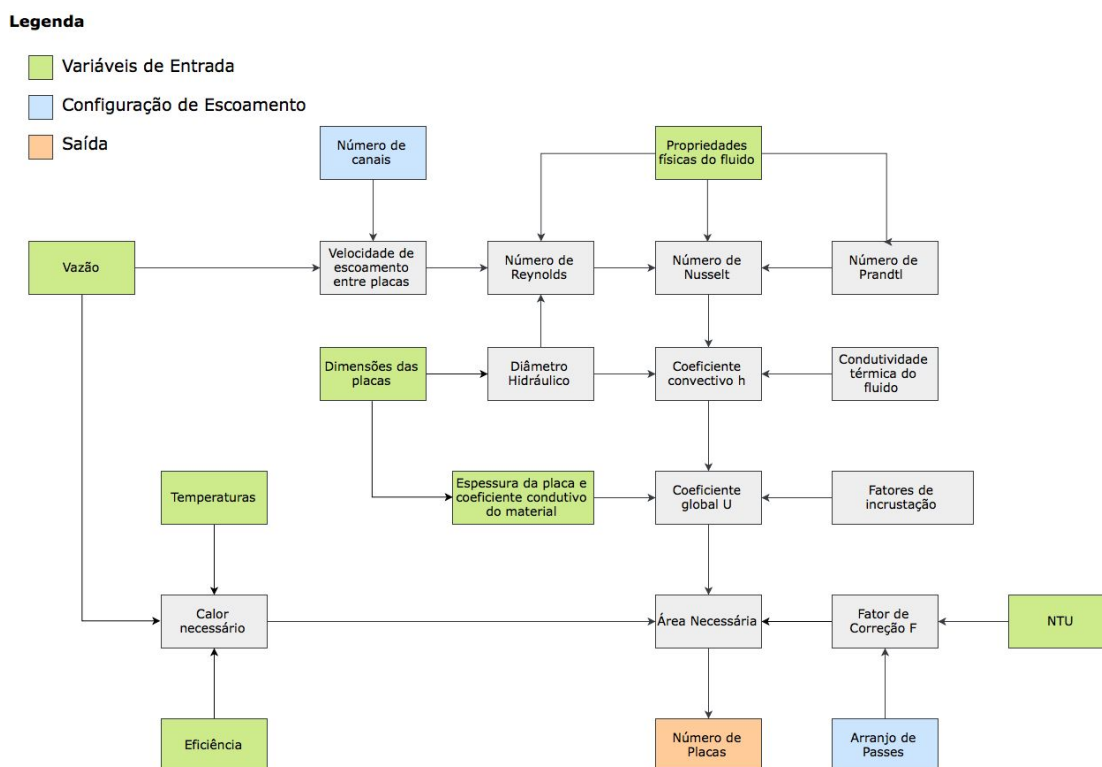
$$A = \frac{Q}{U \Delta T F} \quad (6.1)$$

onde:  $Q$  é a quantidade de calor que deve ser transferida,  $U$  o coeficiente global de troca de calor e  $F$  o fator de correção.

O coeficiente global de troca de calor ( $U$ ), é calculado pela Equação (4.11), a partir dos coeficientes convectivos. Os coeficientes convectivos são calculados a partir do número de Nusselt, que, por sua vez, são calculados com o número de Reynolds. Por fim, o número de Reynolds é calculado a partir da velocidade do fluido. Para calcular a velocidade do fluido entre placas é necessário conhecer o número de canais. Dessa forma, para calcular o número de placas, é necessário conhecer o arranjo de canais e passes.

O fluxograma representado na Figura 6.1 apresenta o cálculo do número de placas e a sua relação com as configurações de escoamento definidas. As variáveis de entrada, que devem ser informadas no início do algoritmo, foram destacadas na cor verde. Em azul estão representadas as configurações de escoamento, ou seja, o número de canais e passes. A única saída do cálculo é o número de placas. Esse resultado indica o número de placas necessário para que ocorra troca de calor suficiente entre os dois fluidos, de modo que ambos atinjam as temperaturas de saída estimadas.

Figura 6.1 - Fluxograma de cálculo do número de placas





Esse cálculo deve ser feito para cada seção do trocador de calor, visto que pode-se ter fluidos, diferença de temperatura e arranjo de passes diferentes em cada seção.

Para desenvolvimento da solução foram tomadas decisões quanto ao modelo do algoritmo, cálculo das temperaturas desconhecidas, comparação das configurações, cálculo do fator de correção, compatibilidade do número de placas e da configuração e eficiência do trocador de calor.

## **6.1 DESENVOLVIMENTO DO MODELO DE ALGORITMO**

A primeira decisão a ser tomada foi como desenvolver um algoritmo capaz de solucionar o problema. Decidiu-se fazer inúmeras iterações, possibilitando testar diferentes configurações de passes e números de canais. Ao final de cada iteração, seria possível analisar se a configuração testada é compatível com o número de placas resultante do cálculo. Além de ser compatível, deve-se garantir que a velocidade e o número de Reynolds estejam na faixa indicada para esse tipo de trocador de calor. Foi definido também um número mínimo de placas, como o mínimo de placas necessário para ser possível a montagem de um trocador de calor.

## **6.2 TEMPERATURAS DE SAÍDA**

As temperaturas de processo definidas são:

- Temperatura de entrada da água de aquecimento
- Temperatura de entrada da água de resfriamento
- Temperatura de pasteurização do leite
- Temperatura de saída desejada do produto

As temperaturas desconhecidas são:

- Temperatura de saída da água de aquecimento
- Temperatura de saída da água de resfriamento
- Temperatura de saída do fluido quente na seção de regeneração
- Temperatura de saída do fluido frio na seção de regeneração

Com a definição da eficiência da seção de regeneração, foi possível calcular a qual temperatura o leite será aquecido na seção. Com a eficiência global do trocador de calor, também estimada, as temperaturas restantes foram calculadas. O cálculo foi feito a partir de

um sistema de três equações. Cada equação relaciona a quantidade de calor transferida do fluido quente para o fluido frio em cada uma das seções, como apresentado na Equação 6.2 abaixo. Foi considerado que a quantidade de calor transferida está relacionada à eficiência do trocador de calor.

$$e(Q_I) = Q_{II} \quad (6.2)$$

onde:  $Q_I$  = quantidade de calor retirada do fluido quente.

$Q_{II}$  = quantidade de calor recebida pelo fluido frio.

$e$  = eficiência do trocador de calor.

Na Equação 6.3 foi explicitado o termo de quantidade de calor, sendo que o subscrito I representa o fluido quente e o subscrito II o fluido frio.

$$e(m_I \cdot cp_I(\bar{t}_I) \cdot \Delta T_I) = m_{II} \cdot cp_{II}(\bar{t}_{II}) \cdot \Delta T_{II} \quad (6.3)$$

onde:  $m$  = massa do fluido por tempo.

$cp(\bar{t})$  = capacidade calorífica do fluido em função da temperatura média do fluido na seção.

$\Delta T$  = variação da temperatura do fluido na seção.

Para solução do sistema, é necessário conhecer a temperatura média do fluido na seção, para cálculo da capacidade calorífica dos fluidos. Porém não é possível calcular uma temperatura média sem conhecer tanto a temperatura de entrada quanto a de saída. Portanto, em primeiro lugar, foi necessário fazer uma estimativa das temperaturas de saída. A partir da estimativa, foi possível considerar a capacidade calorífica. O sistema foi solucionado pelo método de inversão de matrizes.

### 6.3 COMPARAÇÃO DAS CONFIGURAÇÕES

Cada iteração feita pelo algoritmo considera uma configuração de escoamento e ao final de cada iteração, é analisado se o número de placas resultante é compatível. Supondo

que fossem encontradas mais de uma configuração compatível, foi decidido fazer uma comparação a fim de determinar a mais eficiente.

Uma menor queda de pressão resulta em menor gasto energético com bombas. Dessa forma, é desejável minimizar a queda de pressão. Portanto, foi decidido que a configuração será considerada comparando a queda de pressão nos dois lados do trocador de calor.

#### **6.4 CÁLCULO DO FATOR DE CORREÇÃO F**

No cálculo da área necessária para troca térmica, pela Equação 6.2, é usado o fator de correção para a temperatura média logarítmica. Esse fator pode ser estimado a partir do gráfico apresentado na Figura 4.5. Para isso, é necessário o arranjo de passes e o cálculo do NTU.

Para ser possível implementar o cálculo do fator de correção pelo algoritmo, foram estimados diversos pontos de cada curva, referentes a diferentes arranjos de passes, a partir do gráfico. A partir dos pontos obtidos foi possível fazer ajustes de polinômios de terceiro grau para cada curva. A partir dos polinômios, o algoritmo é capaz de estimar valores para fator de correção, uma vez que são informados valores de NTU e número de passes de cada lado do trocador de calor.

Há, porém, uma limitação quanto aos arranjos que podem ser considerados, devido ao baixo número de curvas representadas no gráfico. Além disso, não é possível prever o comportamento das curvas fora do intervalo apresentado. Portanto, deve-se assegurar que os valores de NTU estejam dentro do intervalo aceito em cada configuração.

#### **6.5 CONFIGURAÇÃO E NÚMERO DE PLACAS**

Para cada iteração foi definido um número total de canais de escoamento, sendo esse o número total de canais formados entre as placas em cada seção do trocador de calor. O número de canais por passagem é calculado de acordo com o número de passes.

De acordo com Gut (2003), o número de canais por passagem é calculado de maneira diferente se o número total de canais for par ou ímpar. No caso do número total de canais ser par, o número de canais de escoamento será o mesmo para cada um dos fluidos. Caso o número total de canais seja ímpar, o número de canais de escoamento será maior, em uma unidade, para um dos fluidos.

O número de canais por passagem pode ser calculado a partir das Equações 6.2 e 6.3, segundo Gut (2003):

$$N^I = \begin{cases} \frac{N_c}{2.P^I} & \text{se } N_c \text{ par} \\ \frac{N_c + 1}{2.P^I} & \text{se } N_c \text{ ímpar} \end{cases} \quad (6.2)$$

$$N^{II} = \begin{cases} \frac{N_c}{2.P^{II}} & \text{se } N_c \text{ par} \\ \frac{N_c - 1}{2.P^{II}} & \text{se } N_c \text{ ímpar} \end{cases} \quad (6.3)$$

onde:  $N^I$  e  $N^{II}$  representam o número de canais por passagem do fluido quente e do fluido frio, respectivamente.  $N_c$  é o número total de canais de escoamento.  $P^I$  e  $P^{II}$  representam o número de passes do fluido quente e do fluido frio, respectivamente. Dessa forma, os arranjos podem ser representados na forma:  $P^I \times N^I / P^{II} \times N^{II}$ .

Dessa forma, para cada número total de canais de escoamento e cada arranjo de passes, é possível calcular o número de canais por passagem, para cada fluido. Pelo uso dessas equações, é garantido que os canais poderão ser intercalados com os dois fluidos no trocador de calor.

Ao final do cálculo do número de placas necessárias para o trocador de calor, deve-se comparar esse valor com o número de canais total. Foi utilizada, para isso, a equação 6.4 abaixo:

$$Np = Nc + 1 \quad (6.4)$$

## 7. RESULTADOS E DISCUSSÃO

As simulações foram feitas com duas placas de dimensões diferentes. Abaixo, na Tabela 7.1, estão indicadas as dimensões de cada placa necessárias para os cálculos. As

dimensões utilizadas das placas foram as mesmas utilizadas por Gut (2003), a fim de permitir uma comparação entre os resultados. As placas são placas de chevron de aço inoxidável.

Tabela 7.1 - Dimensões das placas

	A	B
Largura efetiva ( $m$ )	0,236	0,7
Altura efetiva ( $m$ )	0,74	1,4
Espaçamento entre placas ( $m$ )	0,0027	0,003
Ângulo das corrugações	45°	60°
Área de troca térmica ( $m^2$ )	0,204	1,15
Espessura da placa ( $m$ )	0,0007	0,0007
Condutividade térmica ( $\frac{W}{m^{\circ}C}$ )	17	17

Fonte: Da Autora

Em sua tese, Gut (2003) fez uma análise dinâmica do processo. Em suas simulações, são utilizados fluidos de propriedades físicas bastante diferentes das propriedades físicas do leite. Portanto, não é possível fazer uma comparação direta dos resultados. Além disso, cada simulação trata apenas uma seção de troca térmica.

Porém, foi possível analisar a ordem de grandeza dos valores obtidos para os coeficientes de troca térmica, comparando com simulações com número de placas e calor necessário de mesma ordem.

## 7.1 SIMULAÇÃO A

Os dados de entrada para a simulação A realizada foram apresentados na Tabela 7.2.

Tabela 7.2 - Dados de entrada da simulação A

Temperatura de Pasteurização	75 °C
Temperatura de Entrada do Produto	6 °C
Temperatura de Saída do Produto	5 °C
Temperatura de Entrada da Água de Aquecimento	88 °C
Temperatura de Entrada da Água de Resfriamento	1,2 °C
Vazão da Água de Aquecimento	0,5 L/s
Vazão da Água de Resfriamento	0,5 L/s
Vazão do Leite	0,5 L/s
Eficiência do Trocador de Calor	90 %
Eficiência da Seção de Regeneração	70 %
Modelo da Placa	A

Fonte: Da Autora

Os resultados obtidos pelo algoritmo desenvolvido, quanto a número de placas e temperaturas desconhecidas, estão apresentados na Tabela 7.3. A velocidade dos fluidos nos canais fica dentro do intervalo indicado para trocadores de calor a placa. Nessas configurações, a velocidade se mantém entre 0,31 e 0,39 m/s, variando entre as seções. Já o número de Reynolds nas seções variou entre 650 e 1810.

Com o objetivo de avaliar se os resultados obtidos estão condizentes, parâmetros da regeneração obtidos foram comparados com os resultados obtidos no exemplo de simulação com benzeno e tolueno feita por Gut (2003). Na Tabela 7.4 foram comparadas as simulações pelo número de placas, calor necessário, coeficiente global de troca térmica, área de troca térmica, coeficientes convectivos dos fluidos e variação da temperatura dos fluidos dentro do trocador de calor.

Tabela 7.3 - Resultados da simulação A

Temperatura de saída da água de aquecimento		69,49 °C
Temperatura de saída da água de resfriamento		13,04 °C
Temperatura de aquecimento do leite na seção de regeneração		54,3 °C
Temperatura de resfriamento do leite na seção de regeneração		21,94 °C
Número de Placas e Configuração ( $P^I \times N^I / P^{II} \times N^{II}$ )	Aquecimento	9 (2 × 4/ 2 × 4)
	Regeneração	21 (4 × 5/ 4 × 5)
	Resfriamento	17 (4 × 4/ 4 × 4)

Fonte: Da Autora

Tabela 7.4 - Comparação dos coeficientes de transferência de calor da simulação A com a simulação de Gut (2003)

	Simulação A (Regeneração)	Gut (2003)
Número de Placas	21	25
Calor	82,3 kW	78 kW
U	1141 $\frac{W}{m^2K}$	1562 $\frac{W}{m^2K}$
Área	4,1 m <sup>2</sup>	4,7 m <sup>2</sup>
h fluido frio	4166 $\frac{W}{m^2K}$	3547 $\frac{W}{m^2K}$
h fluido quente	4253 $\frac{W}{m^2K}$	3611 $\frac{W}{m^2K}$
ΔT fluido frio	48,3 °C	36,3 °C
ΔT fluido quente	53 °C	54,2 °C

Fonte: Da Autora

Deve ser observado que o coeficiente global de transferência de calor é influenciado pelo fator de incrustação, além do coeficiente convectivo. Outra limitação é a impossibilidade de calcular a eficiência efetiva e NTU corretamente, sem dados experimentais.

Para analisar o comportamento do algoritmo com a variação dos dados de entrada, foram feitas análises de sensibilidade.

### 7.1.1 ANÁLISE DE SENSIBILIDADE 1

Para a primeira análise foi duplicada a vazão de entrada e todas as outras variáveis de entrada foram mantidas. A vazão de leite e água de aquecimento e resfriamento passou de 0,5 L/s para 1 L/s. Os resultados obtidos foram apresentados na Tabela 7.5.

Tabela 7.5 - Resultados da análise de sensibilidade 1 da simulação A

Temperatura de saída da água de aquecimento		69,49 °C
Temperatura de saída da água de resfriamento		13,04 °C
Temperatura de aquecimento do leite na seção de regeneração		54,3 °C
Temperatura de resfriamento do leite na seção de regeneração		21,94 °C
Número de Placas e Configuração ( $P^I \times N^I / P^{II} \times N^{II}$ )	Aquecimento	19 (2 × 9/ 2 × 9)
	Regeneração	41 (4 × 10/ 4 × 10)
	Resfriamento	33 (4 × 8/ 4 × 8)

Fonte: Da Autora

Foi observado que as temperaturas se mantiveram constantes e houve aumento proporcional do número de placas. Na Tabela 7.6 foram apresentadas as variações nos fatores de transferência de calor na seção de regeneração.



Tabela 7.6 - Resultados da simulação A e análise de sensibilidade 1

	Simulação A (Regeneração)	Análise de sensibilidade 1 (Regeneração)
Número de Placas	21	25
Calor	82,3 kW	164,6 kW
U	1141 $\frac{W}{m^2K}$	1141 $\frac{W}{m^2K}$
Área	4,1 m <sup>2</sup>	8,2 m <sup>2</sup>
h fluido frio	4166 $\frac{W}{m^2K}$	4166 $\frac{W}{m^2K}$
h fluido quente	4253 $\frac{W}{m^2K}$	4253 $\frac{W}{m^2K}$
$\Delta T$ fluido frio	48,3 °C	36,3 °C
$\Delta T$ fluido quente	53 °C	54,2 °C

Fonte: Da Autora

### 7.1.2 ANÁLISE DE SENSIBILIDADE 2

Na análise de sensibilidade 2 foi utilizada uma temperatura menor de entrada da água de aquecimento. A temperatura foi reduzida em quatro graus, de 88 °C para 84 °C. Na Tabela 7.7 foram apresentados os resultados obtidos pela simulação a partir da nova condição de entrada.

Tabela 7.7 - Resultados da análise de sensibilidade 2 da simulação A

Temperatura de saída da água de aquecimento		65,48 °C
Temperatura de saída da água de resfriamento		13,04 °C
Temperatura de aquecimento do leite na seção de regeneração		54,3 °C
Temperatura de resfriamento do leite na seção de regeneração		21,94 °C
Número de Placas e Configuração ( $P^I \times N^I / P^{II} \times N^{II}$ )	Aquecimento	13 (3 × 4/ 3 × 4)
	Regeneração	21 (4 × 5/ 4 × 5)
	Resfriamento	17 (4 × 4/ 4 × 4)

Fonte: Da Autora

Foi observada uma diminuição na temperatura de saída do fluido de aquecimento, as outras temperaturas do sistema se mantiveram as mesmas. Quanto ao número de placas, houve apenas variação no número de placas da seção de aquecimento. O número de placas aumentou de 9 para 13. Foi mantido o mesmo número de canais por passe e adicionado um passe, de modo que se mantêm as mesmas velocidades de escoamento.

Tabela 7.8 - Resultados da simulação A e análise de sensibilidade 2

	Simulação A (Aquecimento)	Análise de sensibilidade 2 (Aquecimento)
Número de Placas	9	13
Calor	36 $kW$	36 $kW$
U	1505 $\frac{W}{m^2K}$	1505 $\frac{W}{m^2K}$
Área	1,76 $m^2$	2,45 $m^2$
h fluido frio	5023,3 $\frac{W}{m^2K}$	5023,3 $\frac{W}{m^2K}$
h fluido quente	6407,7 $\frac{W}{m^2K}$	6405,9 $\frac{W}{m^2K}$
$\Delta T$ fluido frio	20,7 °C	20,7 °C
$\Delta T$ fluido quente	18,51 °C	18,52 °C

Fonte: Da Autora

Nesse caso, foi necessário uma área maior para realizar a troca de calor e, consequentemente, mais placas. Houve também uma pequena variação no coeficiente convectivo do fluido quente, que se explica pela variação das propriedades físicas do fluido em função da mudança de temperatura média.

## 7.2 SIMULAÇÃO B

Os dados de entrada da simulação B estão na Tabela 7.7 abaixo. As temperaturas foram adaptadas para seção de regeneração corresponder ao exemplo.

Tabela 7.9 - Dados de entrada da simulação B

Temperatura de Pasteurização	87 °C
Temperatura de Entrada do Produto	20 °C
Temperatura de Saída do Produto	15 °C
Temperatura de Entrada da Água de Aquecimento	98 °C
Temperatura de Entrada da Água de Resfriamento	1 °C
Vazão da Água de Aquecimento	21 L/s
Vazão da Água de Resfriamento	21 L/s
Vazão do Leite	21 L/s
Eficiência do Trocador de Calor	90 %
Eficiência da Seção de Regeneração	70 %
Modelo da Placa	B

Fonte: Da Autora

É importante ressaltar que o leite é pasteurizado entre 72 °C (por 30 segundos) e 75 °C (por 15 segundos). Dessa forma esse exemplo não representa a pasteurização de leite, pela temperatura dada como dado de entrada. A temperatura de 87 °C foi definida para permitir a comparação dos resultados obtidos com o exemplo de simulação feito por Gut (2003).

Os resultados obtidos pelo algoritmo desenvolvido, quanto a número de placas e temperaturas desconhecidas, estão apresentados na Tabela 7.8. A velocidade dos fluidos nos canais fica dentro do intervalo indicado para trocadores de calor a placa. Nessas configurações, a velocidade se mantém entre 0,375 e 0,74 m/s, variando entre as seções. Já o número de Reynolds nas seções variou entre 862,88 e 3798,7.

Tabela 7.10 - Resultados da simulação B

Temperatura de saída da água de aquecimento		79,9 °C
Temperatura de saída da água de resfriamento		15,5 °C
Temperatura de aquecimento do leite na seção de regeneração		66,9 °C
Temperatura de resfriamento do leite na seção de regeneração		35,5 °C
Número de Placas e Configuração ( $P^I \times N^I / P^{II} \times N^{II}$ )	Aquecimento	67 ( 2 × 17/1 × 32 )
	Regeneração	118 ( 3 × 39/ 3 × 39 )
	Resfriamento	43 ( 1 × 21/ 1 × 21 )

Fonte: Da Autora

De mesmo modo, como feito na simulação A, os resultados obtidos foram comparados com um exemplo de simulação de Gut (2003). Nesse caso, a comparação foi feita com a simulação de um trocador com 129 placas, para resfriamento de água desmineralizada com água de resfriamento. Na Tabela 7.11 foram comparadas as simulações pelo número de placas, calor necessário, coeficiente global de troca térmica, área de troca térmica, coeficientes convectivos dos fluidos e variação da temperatura dos fluidos dentro do trocador de calor.

Tabela 7.11 - Comparação dos coeficientes de transferência de calor da simulação B com a simulação de Gut (2003)

	Simulação B (Regeneração)	Gut (2003)
Número de Placas	118	129
Calor	3,38 MW	5,67 MW
U	1488 $\frac{W}{m^2K}$	3523 $\frac{W}{m^2K}$
Área	135,31 m <sup>2</sup>	145,6 m <sup>2</sup>
h fluido frio	7357 $\frac{W}{m^2K}$	10330 $\frac{W}{m^2K}$
h fluido quente	7414 $\frac{W}{m^2K}$	9561 $\frac{W}{m^2K}$
$\Delta T$ fluido frio	46,9 °C	21,7 °C
$\Delta T$ fluido quente	52 °C	65 °C

Fonte: Da Autora

Pode ser observado que o calor trocado pelo trocador simulado por Gut (2003) é bastante superior ao da simulação B. Porém, também pode ser analisado que o coeficiente de transferência de calor é também superior, justificado pelos coeficientes convectivos também superiores e menor influência de incrustação da água em comparação com o leite. Quanto a diferença da variação de temperatura dos fluidos, observada principalmente no fluido frio, deve-se observar que no exemplo de Gut (2003), o fluido frio entra com uma vazão maior que a do fluido quente. A maior vazão do fluido frio implica em uma temperatura de saída mais baixa.

Apesar das diferenças, foi observado que com o aumento da área das placas e da vazão, em comparação com a simulação A, o algoritmo obteve um número de placas próximo ao esperado.

### 7.2.1 ANÁLISE DE SENSIBILIDADE 1

Na primeira análise de sensibilidade do exemplo de simulação B foi reduzida a eficiência da seção de regeneração. A eficiência da seção passou de 70 para 62%. Dessa forma, foi esperado observar uma diminuição no número de placas da seção de regeneração, redução da temperatura de aquecimento dessa seção e um aumento no número de placas da seção de aquecimento. Os resultados obtidos foram apresentados na Tabela 7.12.

Tabela 7.12 - Resultados da análise de sensibilidade 1 da simulação B

Temperatura de saída da água de aquecimento		75,14 °C
Temperatura de saída da água de resfriamento		19,74 °C
Temperatura de aquecimento do leite na seção de regeneração		61,54 °C
Temperatura de resfriamento do leite na seção de regeneração		41,51 °C
Número de Placas e Configuração ( $P^I \times N^I / P^{II} \times N^{II}$ )	Aquecimento	71 (2x35/2x35)
	Regeneração	79 (2x39/2x39)
	Resfriamento	60 (1x30/1x29)

Fonte: Da Autora

Foi observado também um aumento do número de placas de resfriamento e uma temperatura mais elevada de resfriamento do leite na seção de regeneração. Os resultados obtidos para os coeficientes de transferência de calor foram comparados com os obtidos na simulação B na Tabela 7.13.

Tabela 7.13 - Comparação dos coeficientes de transferência de calor da simulação B com a análise de sensibilidade 1

	Simulação B (Regeneração)	Análise de sensibilidade 1 (Regeneração)
Número de Placas	118	79
Calor	3,38 $MW$	2,99 $MW$
U	1488 $\frac{W}{m^2K}$	1488 $\frac{W}{m^2K}$
Área	135,31 $m^2$	90,34 $m^2$
h fluido frio	7357 $\frac{W}{m^2K}$	7209 $\frac{W}{m^2K}$
h fluido quente	7414 $\frac{W}{m^2K}$	7483 $\frac{W}{m^2K}$
$\Delta T$ fluido frio	46,9 °C	41,5 °C
$\Delta T$ fluido quente	52 °C	45,49 °C

Fonte: Da Autora

Nesta análise de sensibilidade pode ser observada a diminuição da quantidade de calor necessária. Isso está de acordo com o esperado, pois o fluido deve alcançar uma temperatura mais baixa nessa seção, com a redução da eficiência. Consequentemente, a área de troca térmica e o número de placas também é reduzido. Há pequenas variações nos coeficientes convectivos, tanto do lado frio quanto do quente. Essas variações podem ser explicadas por variações nas propriedades físicas dos fluidos dependentes da temperatura.

### 7.2.2 ANÁLISE DE SENSIBILIDADE 2

Na análise de sensibilidade 2 da simulação B, foram alteradas as dimensões das placas. A largura, a altura e a área foram reduzidos para 80% do tamanho original. O

espaçamento entre placas, ângulo das corrugações, a espessura e o material das placas foram mantidos constantes. A redução pode ser observada na tabela 7.14.

Tabela 7.14 - Dimensão da placa B e dimensão da placa utilizada para análise de sensibilidade 2

	B	Análise de Sensibilidade
Largura efetiva ( $m$ )	0,7	0,64
Altura efetiva ( $m$ )	1,4	1,12
Espaçamento entre placas ( $m$ )	0,003	0,003
Ângulo das corrugações	60°	60°
Área de troca térmica ( $m^2$ )	1.15	0,92
Espessura da placa ( $m$ )	0,0007	0,0007
Condutividade térmica ( $\frac{W}{m^{\circ}C}$ )	17	17

Fonte: Da Autora

É interessante observar que com o mesmo número de placas, a redução na dimensão das mesmas, acarreta no aumento da velocidade dos fluidos nos canais.

Os resultados obtidos por essa análise de sensibilidade foram apresentados na Tabela 7.15

Tabela 7.15 - Resultados da análise de sensibilidade 2 da simulação B

Temperatura de saída da água de aquecimento		79,9 °C
Temperatura de saída da água de resfriamento		15,5 °C
Temperatura de aquecimento do leite na seção de regeneração		66,9 °C
Temperatura de resfriamento do leite na seção de regeneração		35,5 °C
Número de Placas e Configuração ( $P^I \times N^I / P^{II} \times N^{II}$ )	Aquecimento	84 ( 2 × 21/ 1 × 41 )
	Regeneração	148 ( 3 × 49/ 3 × 49 )
	Resfriamento	53 ( 1 × 26/ 1 × 26 )

Fonte: Da Autora

Conforme esperado, as temperaturas se mantiveram constantes nas seções do trocador de calor. Além disso, o número de placas aumentou. Para melhor análise, a Tabela 7.16 apresenta os resultados de transferência de calor da seção de regeneração na simulação B e na análise de sensibilidade.

Tabela 7.16 - Comparação dos coeficientes de transferência de calor da simulação B com a análise de sensibilidade 2

	Simulação B (Regeneração)	Análise de sensibilidade 2 (Regeneração)
Número de Placas	118	148
Calor	3,38 MW	3,38 MW
U	1488 $\frac{W}{m^2K}$	1486 $\frac{W}{m^2K}$
Área	135,31 m <sup>2</sup>	135,5 m <sup>2</sup>
h fluido frio	7357 $\frac{W}{m^2K}$	7322 $\frac{W}{m^2K}$
h fluido quente	7414 $\frac{W}{m^2K}$	7397 $\frac{W}{m^2K}$
$\Delta T$ fluido frio	46,9 °C	46,9 °C
$\Delta T$ fluido quente	52 °C	52 °C

Fonte: Da Autora



Houveram pequenas variações entre os coeficientes convectivos da Simulação B e dos coeficientes obtidos pela análise de sensibilidade. Consequentemente, há variação no coeficiente global de transferência de calor e área de troca térmica.

A razão das variações nos valores é a mudança na velocidade de escoamento dos fluidos nos canais. Nesse caso, a velocidade do fluido quente passa de 0,50842 m/s para 0,50676 m/s, enquanto a velocidade do fluido frio passa de 0,51724 m/s para 0,5137 m/s.

## **8. CONCLUSÃO**

O algoritmo desenvolvido possibilita simular o dimensionamento de trocadores de calor a placas para a pasteurização de leite. Foram aplicadas as correlações da literatura para transferência de calor desse tipo de trocador. Foi especificado o intervalo ideal de velocidade do escoamento entre as placas.

Foi observado que os resultados obtidos nos exemplos de simulação apresentados no trabalho estão condizentes com os valores disponíveis na literatura. Foi analisado, com base nas análises de sensibilidade, que o algoritmo se comporta conforme o esperado em variações de temperatura, vazão, eficiência da seção de regeneração e dimensão das placas.

## **9. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS**

No desenvolvimento desse projeto, houve limitação quanto à validação experimental do algoritmo desenvolvido. Para validar os resultados, devem ser feitas análises experimentais.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALFA LAVAL (Suécia). **Trocadores de calor a placas gaxetado**. 2018. Disponível em: <<https://www.alfalaval.com.br/produtos/transferecia-de-calor/trocadores-de-calor-a-placa/trocadores-de-calor-a-placas-gaxetado/>>. Acesso em: 28 jun. 2018.

CHAPMAN, Stephen J.. **MATLAB® Programming for Engineers**. 4. ed. Toronto: Thomson Learning, 2008.

GEANKOPLIS, Christie J.. **Transport Processes and Unit Operations**. 3. ed. New Jersey: Prentice-hall International, 1993. 921 p.

GRISKEY, Richard G. **Transport Phenomena and Unit Operations: A Combined Approach**. New York: John Wiley & Sons, Inc., 2002. 448 p.

GUT, J.A.W. **Configurações ótimas para trocadores de calor a placas**. 2003. 244 f. Tese (Doutorado em Engenharia Química) - Escola Politécnica, Universidade de São Paulo. São Paulo, 2003.

IBARZ, Albert; BARBOSA-CÁNOVAS, Gustavo V.. **Unit Operations in Food Engineering**. Boca Raton: Crc Press Llc, 2003. 864 p.

JAN MARRIOTT. Alfa-laval Ab. Onde e como empregar trocadores de calor a placas. **Chemical Engineering**, abr. 1971.

KAKAÇ, Sadik; LIU, Hongtan. **Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design**. 2. ed. Boca Raton: Crc Press, 2002.

MATHWORKS (Ed.). **MATLAB® Primer**. 9.3 Natick: The Mathworks, Inc, 2017.

SHAH, Ramesh K.; SEKULIĆ, Dušan P. **Fundamentals of heat exchanger design**. Hoboken: John Wiley & Sons, Inc., 2003. 941 p.

SINGH, R. Paul; HELDMAN, Dennis R. **Introduction to Food Engineering: Food Science and Technology, International Series**. 4. ed. London: Elsevier, 2009. 841 p.

SMITH, P.G. **Introduction to Food Process Engineering**. 2. ed. New York: Springer, 2011. 510 p.

THULUKKANAM, Kuppan. **Heat Exchanger Design Handbook**. Madras, India: Marcel Dekker, Inc, 2000. 1119 p.

VALENTAS, Kenneth J.; ROTSTEIN, Enrique; SINGH, R. Paul. **Handbook of food engineering practice**. Boca Raton: Crc Press, 1997. 698 p.

WELTY, James R. et al. **Fundamentals of Momentum, Heat, and Mass Transfer**. 5. ed. Hoboken: John Wiley & Sons, Inc., 2008. 711 p.

## ANEXO A - Algoritmo

```

function main (~)
clear all;
clc;

global lw lv beta b espessuraPlaca areaPlaca dh fatorAlargamento eficienciaGlobal
eficienciaRegeneracao tPasteurizacao tEntradaProduto tEntradaQuente tSaidaProduto
tEntradaFrio tRegeneracaoResfriamento tRegeneracaoAquecimento tSaidaFrio
tSaidaQuente qFrio qQuente qLeite roAgua roLeite miLeite miAgua rfAgua rfLeite gc
kplaca areaRegeneracao

%% Propriedades Físicas
roAgua = 1000;           %kg/m3
roLeite = 1032;          %kg/m3
miLeite = 0.0023;        %kg/m.s
miAgua = 0.001;          %kg/m.s
gc = 9.81;               %kg*m/kg*s^2
rfLeite = 0.00018;
rfAgua = 1/(11350);      %W/m^2.K - água destilada

%% Leitura das temperaturas
tPasteurizacao = inputNumerico('Temperatura de pasteurização = ');
tEntradaProduto = inputNumerico('Temperatura de entrada do produto a ser
pasteurizado = ');
tEntradaQuente = inputNumerico('Temperatura de entrada do fluido de
aquecimento = ');
tSaidaProduto = inputNumerico('Temperatura de saída do produto após ser
pasteurizado = ');
tEntradaFrio = inputNumerico('Temperatura de entrada do fluido de resfriamento
= ');

%% Leitura das vazões
qLeite = inputNumerico('Vazão do leite a ser pasteurizado (m^3/s)= ');
qFrio = inputNumerico('Vazão do fluido frio (m^3/s)= ');
qQuente = inputNumerico('Vazão do fluido quente (m^3/s)= ');

%% Dimensões da placa (em metros)
lw = inputNumerico('Largura da placa em metros= ');
lv = inputNumerico('Altura da placa em metros = ');
beta = inputNumerico('Angulo das corrugações = ');
b = inputNumerico('Espessura media do canal em metros = ');
areaPlaca = inputNumerico('Area superficial da placa = ');
espessuraPlaca = inputNumerico('Espessura da placa = ');
kp = 15.2;              % considerando placa de aço inox 308

```

### %% Estimativa Eficiencias

```
eficienciaRegeneracao = inputNumerico('Estimativa de eficiência da seção de regeneração = ');
```

```
eficienciaGlobal = inputNumerico('Estimativa de eficiência global do trocador de calor = ');
```

```
dh = (2*b)/fatorAlargamento; % diametro hidraulico
tRegeneracaoAquecimento = (
eficienciaRegeneracao/100)*(tPasteurizacao-tEntradaProduto) + tEntradaProduto;
```

### %% Sistema para estimar as temperaturas para calcular o cp

```
Z = [0 eficienciaGlobal*qLeite -qFrio; 0 eficienciaGlobal 0 ; eficienciaGlobal*qQuente
0 0] ;
```

```
G = [ ((eficienciaGlobal*qLeite*tSaidaProduto) - (qFrio*tEntradaFrio)) ;...
      (eficienciaGlobal*tPasteurizacao - tRegeneracaoAquecimento + tEntradaProduto)
;...
```

```
      ((eficienciaGlobal*qQuente*tEntradaQuente) - (qLeite * tPasteurizacao) +
(qLeite*tRegeneracaoAquecimento) )];
```

```
Z_inv = inv(Z);
```

```
result = Z_inv * G;
```

```
tSaidaQuente = result(1);
```

```
tRegeneracaoResfriamento = result(2);
```

```
tSaidaFrio = result(3);
```

### %% Sistema para estimar as temperaturas com o cp calculado

```
Z = [0
eficienciaGlobal*qLeite*CpLeite((tSaidaProduto+tRegeneracaoResfriamento)/2)
-qFrio*cpAgua((tSaidaFrio+tEntradaFrio)/2);
eficienciaGlobal*qLeite*CpLeite((tRegeneracaoResfriamento+tPasteurizacao)/2) 0 ;
eficienciaGlobal*qQuente*cpAgua((tEntradaQuente+tSaidaQuente)/2) 0 0] ;
```

```
G = [
((eficienciaGlobal*qLeite*CpLeite((tSaidaProduto+tRegeneracaoResfriamento)/2)*tS
aidaProduto) - (qFrio*cpAgua((tSaidaFrio+tEntradaFrio)/2)*tEntradaFrio)) ;...
```

```
(eficienciaGlobal*tPasteurizacao*qLeite*CpLeite((tRegeneracaoResfriamento+tPaste
urizacao)/2)
tRegeneracaoAquecimento*qLeite*CpLeite((tRegeneracaoAquecimento+tEntradaProd
uto)/2)
tEntradaProduto*qLeite*CpLeite((tRegeneracaoAquecimento+tEntradaProduto)/2))
;...
```

```
((eficienciaGlobal*qQuente*cpAgua((tEntradaQuente+tSaidaQuente)/2)*tEntradaQuente) - (qLeite *CpLeite((tRegeneracaoAquecimento+tPasteurizacao)/2)*tPasteurizacao) + (qLeite*CpLeite((tRegeneracaoAquecimento+tPasteurizacao)/2)*tRegeneracaoAquecimento) ));
```

```
Z_inv = inv(Z);
result = Z_inv * G;
```

```
tSaidaQuente = result(1);
tRegeneracaoResfriamento = result(2);
tSaidaFrio = result(3);
```

```
tRegeneracaoAquecimento
tSaidaQuente
tRegeneracaoResfriamento
tSaidaFrio
```

```
%% Inicializando variáveis de configuração
```

```
arranjoIdeal = [0 0];
perdaCargaIdeal = intmax;
```

```
%% Canais e passes Regeneracao (Passes1xCana1 / Passes2xCana2)
```

```
for numeroDeCanais = 4:60
    for passesFrio = 1:10
        for passesQuente = 1:10
            if ValidacaoPasses(passesQuente, passesFrio) == true

                arranjoDePasses = [passesQuente passesFrio];

                if mod(numeroDeCanais, 2) == 0
                    canaisQuente = (numeroDeCanais / (2 * passesQuente));
                    canaisFrio = (numeroDeCanais / (2 * passesFrio));
                else
                    canaisQuente = ((numeroDeCanais + 1) / (2 * passesQuente));
                    canaisFrio = ((numeroDeCanais - 1) / (2 * passesFrio));
                end

                vazaoQuente = Qcanais(qLeite,canaisQuente);
                velocidadeQuente = Vcanais(vazaoQuente);
                reQuente = Re(roLeite,velocidadeQuente,miLeite);
                kQuente = KLeite((tPasteurizacao+tRegeneracaoResfriamento)/2);
                prQuente = Pr(miLeite,
CpLeite((tPasteurizacao+tRegeneracaoResfriamento)/2)*1000 , kQuente );
                fQuente = FAtrito(reQuente);
                nuQuente = Nu(prQuente, fQuente, reQuente);
```





```

                                numeroDeCanaisIdeal = numeroDeCanais;
                                end
                                end
                                end
                                end
                                end
                                end
                                end
                                end
                                end
                                end

' regeneração = '
nPlacasIdeal
arranjoIdeal
numeroDeCanaisIdeal
reIdealQuente
reIdealFrio
velocidadeIdeal
calorNecessario

arranjoIdeal = [0 0];
perdaCargaIdeal = intmax;

%% Canais e passes Aquecimento (Passes1xCana1 / Passes2xCana2)
for numeroDeCanais = 4:60
    for passesQuente = 1:10
        for passesFrio = 1:10
            if ValidacaoPasses(passesQuente, passesFrio) == true

                arranjoDePasses = [passesQuente passesFrio];

                if mod(numeroDeCanais, 2) == 0
                    canaisQuente = (numeroDeCanais / ( 2 * passesQuente));
                    canaisFrio = (numeroDeCanais / (2 * passesFrio));
                else
                    canaisQuente = ((numeroDeCanais + 1) / (2 * passesQuente));
                    canaisFrio = ((numeroDeCanais - 1) / (2 * passesFrio) );
                end

                vazaoQuente = Qcanais(qQuente,canaisQuente);
                velocidadeQuente = Vcanais(vazaoQuente);
                reQuente = Re(roAgua,velocidadeQuente,miAgua);
                prQuente = Pr(miAgua, cpAgua((tEntradaQuente+tSaidaQuente)/2)*1000 ,
0.6797 );
            end
        end
    end
end

```

```
fQuente = FAtrito(reQuente);
nuQuente = Nu(prQuente, fQuente, reQuente);
hQuente = HConvectivo(nuQuente, kQuente);
```

```
vazaoFrio = Qcanais(qLeite, canaisFrio);
velocidadeFrio = Vcanais(vazaoFrio);
reFrio = Re(roLeite, velocidadeFrio, miLeite);
kFrio = KLeite((tRegeneracaoAquecimento+tPasteurizacao)/2);
```

```
prFrio = Pr(miLeite,
CpLeite((tRegeneracaoAquecimento+tPasteurizacao)/2)*1000, kFrio );
fFrio = FAtrito(reFrio);
nuFrio = Nu(prFrio, fFrio, reFrio);
hFrio = HConvectivo(nuFrio, kFrio);
```

```
uGlobalAquecimento = U(hFrio, hQuente, rfLeite , rfAgua);
```

```
deltaT1 = abs(tSaidaQuente - tRegeneracaoAquecimento);
deltaT2 = abs(tPasteurizacao-tEntradaQuente);
deltaTAquecimento = DTML(deltaT1,deltaT2);
```

```
qAquecimento = (Calor(qLeite*roLeite,
CpLeite((tRegeneracaoAquecimento+tPasteurizacao)/2)*1000, (tPasteurizacao -
tRegeneracaoAquecimento)));
```

```
ntuAquecimento = (tEntradaQuente - tSaidaQuente )/deltaTAquecimento;
fatorFAquecimento = FatorCorrecao(passesQuente,passesFrio,
ntuAquecimento);
areaAquecimento = Area(qAquecimento, uGlobalAquecimento,
deltaTAquecimento, fatorFAquecimento);
```

```
nPlacasAquecimento = areaAquecimento / areaPlaca ;
```

```
perdaCargaQuente = PerdaCarga(vazaoQuente, passesQuente, roAgua,
fQuente, canaisQuente );
perdaCargaFrio = PerdaCarga(vazaoFrio, passesFrio, roLeite, fFrio,
canaisFrio );
perdaCargaTotal = perdaCargaFrio + perdaCargaQuente;
```

```
if ValidacaoVelocidade(velocidadeQuente, velocidadeFrio) == true
    if reQuente >= 100.00
        if reFrio >= 100.00
            if ValidacaoNPlacas(nPlacasAquecimento, numeroDeCanais) == true
                if perdaCargaTotal < perdaCargaIdeal
                    nPlacasIdeal = ceil(nPlacasAquecimento);
                    arranjoIdeal = arranjoDePasses;
                    reIdealQuente = reQuente;
                    reIdealFrio = reFrio;
```

```

        velocidadeIdeal = [velocidadeQuente velocidadeFrio] ;
        perdaCargaIdeal = perdaCargaTotal;
        calorNecessario = qAquecimento;
        numeroDeCanaisIdeal = numeroDeCanais;
    end
end
end
end
end

end
end
end
end

' aquecimento = '
nPlacasIdeal
arranjoIdeal
numeroDeCanaisIdeal
reIdealQuente
reIdealFrio
velocidadeIdeal
calorNecessario

```

```

arranjoIdeal = [0 0];
perdaCargaIdeal = intmax;

```

```

%% Canais e passes Resfriamento (Passes1xCanais1 / Passes2xCanais2)

```

```

for numeroDeCanais = 4:40
    for passesQuente = 1:10
        for passesFrio = 1:10
            if ValidacaoPasses(passesQuente, passesFrio) == true

                arranjoDePasses = [passesQuente passesFrio];

                if mod(numeroDeCanais, 2) == 0
                    canaisQuente = (numeroDeCanais / ( 2 * passesQuente));
                    canaisFrio = (numeroDeCanais / (2 * passesFrio));
                else
                    canaisQuente = ((numeroDeCanais + 1) / (2 * passesQuente));
                    canaisFrio = ((numeroDeCanais - 1) / (2 * passesFrio) );
                end

                vazaoQuente = Qcanais(qLeite,canaisQuente);
            end
        end
    end
end

```

```

    velocidadeQuente = Vcanais(vazaoQuente);
    reQuente = Re(roLeite, velocidadeQuente, miLeite);
    kQuente = KLeite((tRegeneracaoResfriamento+tSaidaProduto)/2);
    prQuente = Pr(miLeite,
CpLeite((tRegeneracaoResfriamento+tSaidaProduto)/2)*1000 , kQuente );
    fQuente = FAtrito(reQuente);
    nuQuente = Nu(prQuente, fQuente, reQuente);
    hQuente = HConvectivo(nuQuente, kQuente);

    vazaoFrio = Qcanais(qFrio, canaisFrio);
    velocidadeFrio = Vcanais(vazaoFrio);
    reFrio = Re(roAgua, velocidadeFrio, miAgua);
    prFrio = Pr(miAgua, cpAgua((tEntradaFrio+tSaidaFrio)/2)*1000, 0.5818 );
    fFrio = FAtrito(reFrio);
    nuFrio = Nu(prFrio, fFrio, reFrio);
    hFrio = HConvectivo(nuFrio, kFrio);

    uGlobalFrio = U(hFrio, hQuente, rfLeite , rfAgua);

    deltaT1 = abs(tSaidaProduto - tEntradaFrio);
    deltaT2 = abs(tRegeneracaoResfriamento-tSaidaFrio);
    deltaTFrio = DTML(deltaT1,deltaT2);

    qResfriamento = (Calor(qLeite*roLeite,
CpLeite((tRegeneracaoResfriamento+tSaidaProduto)/2)*1000,
(tRegeneracaoResfriamento - tSaidaProduto)));

    ntuResfriamento = (tRegeneracaoResfriamento - tSaidaProduto )/deltaTFrio;
    fatorFResfriamento = FatorCorrecao(passesQuente,passesFrio,
ntuResfriamento);
    areaResfriamento = Area(qResfriamento, uGlobalFrio, deltaTFrio,
fatorFResfriamento);

    nPlacasFrio = areaResfriamento / areaPlaca ;

    perdaCargaQuente = PerdaCarga(vazaoQuente, passesQuente, roLeite,
fQuente, canaisQuente );
    perdaCargaFrio = PerdaCarga(vazaoFrio, passesFrio, roAgua, fFrio,
canaisFrio );
    perdaCargaTotal = perdaCargaFrio + perdaCargaQuente;

    if ValidacaoVelocidade(velocidadeQuente, velocidadeFrio) == true
        if reQuente >= 100.00
            if reFrio >= 100.00
                if perdaCargaTotal < perdaCargaIdeal

```

```

        if ValidacaoNPlacas(nPlacasFrio, numeroDeCanais) == true
            nPlacasIdeal = ceil(nPlacasFrio);
            arranjoIdeal = arranjoDePasses;
            numeroDeCanaisIdeal = numeroDeCanais;
            reIdealQuente = reQuente;
            reIdealFrio = reFrio;
            velocidadeIdeal = [velocidadeQuente velocidadeFrio] ;
            perdaCargaIdeal = perdaCargaTotal;
            calorNecessario = qResfriamento;

            end
        end
    end
end

end
end
end
end

' Resfriamento = '
nPlacasIdeal
arranjoIdeal
reIdealQuente
reIdealFrio
velocidadeIdeal
calorNecessario
numeroDeCanaisIdeal

```

### %% Funções de validação

```

function y = ValidacaoNPlacas(nplacas, numeroDeCanais)
    y = (ceil(nplacas) == ((numeroDeCanais+1)) );
    %(nTotalCanaisFrio == nTotalCanaisQuente)) ;
end

```

```

function y= ValidacaoVelocidade(v1,v2)
    y = (v1 >= 0.3) && (v1 <= 0.9) && (v2 >= 0.3) && (v2 <= 0.9);
end

```

```

function y= ValidacaoReynolds(re1,re2)
    y = (re1 >= 100) && (re2 >= 100) ;

```

end

```
function y= ValidacaoPasses(nPassesQuente, nPassesFrio)
    y= (nPassesQuente==2 && nPassesFrio==1) || (nPassesQuente==3 &&
nPassesFrio==1) || ...
        (nPassesQuente==4 && nPassesFrio==1) || (nPassesQuente==2 &&
nPassesFrio==2) || (nPassesQuente==1 && nPassesFrio==1) ||...
        (nPassesQuente==3 && nPassesFrio==3) || (nPassesQuente==4 &&
nPassesFrio==4) ;
end
```

%% Funções de propriedades físicas

```
function y = cpAgua(T) % (kJ/Kg*K)
    A = -203.6060;
    B = 1523.290;
    C = -3196.413;
    D = 2474.455;
    E = 3.855326;
    T = (T + 273.15)/1000;
    y =( (A + (B*T) + C*(T^2) + D*(T^3) + E/(T^2))/18.01528);
end
```

```
function y = KLeite(T)
    y = (0.0007*T)+0.481; %considerando 3,2% gordura e em W/mK
end
```

```
function y=CpLeite(T)
    A= 1.4017;
    B = 0.0021;
    C = 2.1816;
    D = -1.7430;
    y = (A + B*T + C*0.87 + D*0.035);
end
```

%% Funções para transferência de calor

```
function y = DTML(deltaT1,deltaT2) % Diferença de Temperatura média
Logaritmica
    y = (deltaT1 - deltaT2)/(log(deltaT1/deltaT2));
end
```

```
function y = Qcanais(Q,Nc) %Vazao nos canais
    y = Q/Nc ;
end
```

```
function y = Vcanais(Qcanais) %Velocidade nos canais
    y = Qcanais / (lw*b);
end
```

```
function y = Re(Ro,Vcanais,Mi) % Reynolds
```

```

    y = (Ro * Vcanais * dh)/Mi;
end

```

```

function y = Pr(Mi, Cp, k) %Prandtl
    y = (Mi * Cp)/k;
end

```

```

function y = Nu(Pr, f, Re) %Nusselt
    y = 0.205 * (Pr^(1/3)) * ((1)^(1/6)) * ((f * ( Re ^2)* sind(2*beta))^(0.374));
end

```

```

function y = FAtrito(Re) % fator de atrito
    if Re < 2000
        f0 = 16/Re;
        f1 = (149.25/Re)+0.9625;
    end
    if Re >= 2000
        f0 = (1.6 * log(Re) - 3) ^(-2);
        f1 = 9.75/(Re^0.289);
    end
    y = (1/ ( (cosd(beta) / (0.045*tand(beta) + 0.09*sind(beta) + f0 /
(cosd(beta)) )^(1/2)) + ( (1-cosd(beta))/(sqrt(3.8*f1))))^2 ;
end

```

```

function y = HConvectivo(Nu, k) %h convectivo
    y = (Nu * k)/dh;
end

```

```

function y=U(hc, hh, Rh, Rc) % Coeficiente global
    y = (1/( (1/hc) + (espessuraPlaca/kplaca) + (1/hh)+ Rh + Rc)) ;
end

```

```

function y = Calor(m, cp, deltaT) % Q
    y = m*cp*deltaT ;
end

```

```

function y = Area(Q, U, deltaT, F) %Area para troca termica
    y = Q/(U*deltaT*F) ;
end

```

```

function y= NTU(uGlobal, area, vazaoHot, ro, cpHot) %NTU
    cMin = vazaoHot*ro*cpHot;
    y= (uGlobal*area)/cMin;
end

```

```

function y = FatorCorrecao(npQuente,npFrio, NTU) %Cálculo do fator de correção
F
    if npQuente==2 && npFrio==1

```

```

        y = (2.518598459*(10^(-3))*(NTU^3) - (1.809697807*(10^-2)*(NTU^2))
        -(3.451472221*(10^-2)* NTU) + (9.979811136*10^-1));
    end
    if npQuente==3 && npFrio==1
        y = (1.572572195*(10^-3)* NTU^3) - (1.379241316*(10^-2)*NTU^2) -
        (3.185545344*(10^-2)*NTU) + (9.989396986*(10^-1));
    end
    if npQuente==4 && npFrio==1
        y = (1.141013077*(10^-3)* NTU^3) - (1.199120282*(10^-2)*NTU^2) -
        (2.799181306*(10^-2)*NTU) + 1.00116084;
    end
    if npQuente==2 && npFrio==2
        y = (6.834263582*(10^-4)* NTU^3) - (7.069546643*(10^-3)*NTU^2) -
        (1.246750559*(10^-2)*NTU) + (9.959634412*(10^-1));
    end
    if npQuente==1 && npFrio==1
        y = (-4.460614924*(10^-6)* NTU^3) - (2.87833322*(10^-5)*NTU^2) -
        (1.96132043*(10^-2)*NTU) + (9.990669594*(10^-1));
    end
    if npQuente==3 && npFrio==3
        y = (1.816657672*(10^-4)* NTU^3) - (3.1921972*(10^-3)*NTU^2) -
        (8.374652768*(10^-3)*NTU) + (9.979390584*(10^-1));
    end
    if npQuente==4 && npFrio==4
        y = (1.2069303*(10^-4)* NTU^3) - (2.299597905*(10^-3)*NTU^2) -
        (6.713674883*(10^-3)*NTU) + (9.997747359*(10^-1));
    end
end

function y = PerdaCarga(vazao, nPasses, ro, fAtrito, nCanais ) % Perda de Carga
    gP = (vazao / ((pi / 4)*dh^2));
    g = vazao /(nCanais* lw * b );
    comprimento = nCanais*lv ;
    y = ((1.5*gP^2*nPasses) /
    (2*gc*ro))+(((4*fAtrito*comprimento*g^2)/(2*gc*dh))*(1/ro) +
    ((ro*g*comprimento)/gc));
end

%% Função para garantir input numérico
function inputDoUsuario = inputNumerico(mensagem)
    entrada = input(mensagem);
    if ~isnumeric(entrada)
        error('Input must be numeric');
    end
    inputDoUsuario = entrada;
end

end

```